



⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑯ Übersetzung der
europäischen Patentschrift

⑯ Int. Cl. 5:
F 16 H 3/66

⑯ EP 0 370 638 B1

⑯ DE 689 07 319 T2

DE 689 07 319 T2

⑯ Deutsches Aktenzeichen: 689 07 319.4
 ⑯ Europäisches Aktenzeichen: 89 311 196.3
 ⑯ Europäischer Anmeldetag: 30. 10. 89
 ⑯ Erstveröffentlichung durch das EPA: 30. 5. 90
 ⑯ Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA: 23. 6. 93
 ⑯ Veröffentlichungstag im Patentblatt: 18. 11. 93

⑯ Unionspriorität: ⑯ ⑯ ⑯

21.11.88 JP 294158/88

⑯ Patentinhaber:

Toyota Jidosha K.K., Toyota, Aichi, JP

⑯ Vertreter:

Tiedtke, H., Dipl.-Ing.; Bühling, G., Dipl.-Chem.;
 Kinne, R., Dipl.-Ing.; Pellmann, H., Dipl.-Ing.; Grams,
 K., Dipl.-Ing.; Link, A., Dipl.-Biol. Dr., Pat.-Anwälte,
 80336 München

⑯ Benannte Vertragstaaten:

DE, FR, GB

⑯ Erfinder:

Asada, Toshiyuki c/o Toyota Jidosha K.K.,
 Toyota-shi Aichi-ken, JP

⑯ Planetengetriebe für Kraftfahrzeuge.

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelebt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patentamt inhaltlich nicht geprüft.

DE 689 07 319 T2

1 Deutschsprachige Übersetzung der Beschreibung der
Europäischen Patentanmeldung Nr. 89 311 196.3
Europäisches Patent Nr. 0 370 638

5 Hintergrund der Erfindung

Gebiet der Erfindung

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf Verbesserungen
bei einem Planetengetriebe, das zwischen einer Maschine
10 oder einem Motor und einem Antriebsrad oder Antriebsrädern
eines Motorfahrzeugs, wie einem Automobil oder einem
Eisenbahnfahrzeug, angeordnet ist.

Erörterung des Standes der Technik

15 Übersetzungsgetriebe der Planetenbauart, die eine Mehrzahl
von automatisch gewählten Gang- oder Geschwindigkeitspo-
sitionen haben, werden in weitem Umfang für Motorfahrzeuge
verwendet. Ein Beispiel eines derartigen Planetengetrie-
bes ist in den Schriften Nr. 50-32913 und 51-3012 von ge-
20 prüften Japanischen Patentanmeldungen offenbart, wobei ein
erster, ein zweiter und ein dritter Planetenradsatz in
Reihe angeordnet sind, um fünf Vorwärts-Antriebsstellungen
zu liefern. Dieses Getriebe hat eine vergleichsweise ein-
fache Konstruktion und bietet einen relativ großen Be-
25 reich eines Untersetzungsverhältnisses. Ferner kann die
radiale Abmessung des Getriebes vergleichsweise gering ge-
macht werden, während die Übersetzungsverhältnisse ϱ
(ϱ = Zähnezahl des Sonnenrades dividiert durch Zähnezahl
des Innenzahnrades) der Planetenradsätze innerhalb eines
30 passenden Bereichs gehalten werden.

Bei dem herkömmlichen, oben angegebenen Planetengetriebe
erfordert jedoch ein Schalten von der 2. Gangstellung zu
der 3. Gangstellung oder von der 1. Gangstellung zu der
35 2. Gangstellung ein Ausrücken der einen Kupplung, die in
ihre eingerückte Stellung versetzt worden ist, und ein
Einrücken einer anderen Kupplung, die in ihre ausgerückte

1 Stellung versetzt worden ist. Da dieses Ausrücken und Einrücken der beiden Kupplungen im wesentlichen gleichzeitig oder innerhalb einer sehr kurzen Zeit stattfindet, ist es schwierig, den Schaltvorgang in angemessener Weise

5 zu kontrollieren. Vor allem neigt der Fahrzeugmotor zu einem Durchgehen, wenn eine übermäßig lange Zeit zwischen dem Moment, in welchem die eine Kupplung ausgerückt worden ist, und dem Moment, in welchem die andere Kupplung eingerückt worden ist, verstreicht. Andererseits kann

10 ein gleichzeitiges teilweises Einrücken der beiden Kupplungen dazu führen, daß das Getriebe mehr oder weniger blockiert wird, wodurch ein unerwünschter Schaltstoß erzeugt wird. Deshalb sollten die Reibschlußvorrichtungen, wie die Kupplungen, in angemessener Weise kontrolliert

15 werden, um einen ruhigen Schaltvorgang des Getriebes ohne solche Erscheinungen wie ein Durchgehen und ein Blockieren seitens des Motors und des Getriebes zu gewährleisten. Jedoch ist es schwierig, eine adäquate Regelung des Ausrückens und Einrückens der beiden Kupplungen zu erzielen.

20

Das obige Problem wird insbesondere schwerwiegend oder bedeutsam, wenn ein Schalten des Getriebes bewirkt wird, während der Motor mit einer relativ hohen Drehzahl läuft, d.h., wenn das Schalten mit einer aus der 1. Gang-, 2.

25 Gang- und 3. Gangstellung verknüpft ist, die relativ hohe Übersetzungsverhältnisse ins Langsame (Drehzahl des Antriebselementes des Getriebes dividiert durch Drehzahl des Abtriebselementes) haben.

30 Die DE-A-21 41 354 beschreibt ein Planetengetriebe, das die Merkmale des Oberbegriffs des Patentanspruchs 1 besitzt.

Abriß der Erfindung

35 Die vorliegende Erfindung wurde entwickelt, um das obige Problem, das im Stand der Technik auftritt, zu lösen. Es ist demzufolge ein Ziel dieser Erfindung, ein Plane-

- 1 tengetriebe zu schaffen, das ohne Ausrücken von einer Kupplung und im wesentlichen gleichzeitiges Einrücken einer anderen Kupplung geschaltet wird.
- 5 Das obige Ziel kann in Übereinstimmung mit dem Prinzip dieser Erfindung erreicht werden, die ein Planetengetriebe für ein Motorfahrzeug gemäß dem Patentanspruch 1 schafft.
- 10 Sofern die zwei Elemente einer jeden oben angegebenen Kombination untereinander fest gekoppelt sind, können diese beiden Elemente getrennte Elemente sein, welche durch eine geeignete Art und Weise aneinander befestigt sind. Alternativ können die beiden Elemente als ein einzelnes
- 15 einteiliges Element ausgestaltet sein, welches zwei Funktionen, die den beiden Elementen entsprechen, erfüllt. Auch in diesem Fall werden in Übereinstimmung mit dem Prinzip der Erfindung die zwei Elemente als fest untereinander durch Kopplungseinrichtungen verbunden interpretiert.
- 20 Die oben erwähnte Verbindungsvorrichtung kann eine Kupplung sein, die eingerückt wird, um die entsprechenden zwei Elemente, die oben genannt wurden, zu verbinden.

In dem Planetengetriebe dieser Erfindung mit dem oben beschriebenen Aufbau können geeignete Verbindungsvorrichtungen, wie Kupplungen und Bremsen, die die oben erwähnte Verbindungsvorrichtung einschließen, in passender Weise zusammen mit den entsprechenden Elementen der drei Planetenradsätze so angeordnet werden, daß das Getriebe von

- 30 der einen Stellung, die ein erstes Übersetzungsverhältnis ins Langsame liefert, in eine andere Stellung, die ein anderes Übersetzungsverhältnis ins Langsame liefert, ohne Ausrücken von einer Kupplung und im wesentlichen Einrücken einer anderen Kupplung, so daß das herkömmliche
- 35cherweise in Erscheinung getretene Durchgehen des Fahrzeugmotors und/oder Blockieren des Getriebes beseitigt werden, hinauf- oder heruntergeschaltet werden kann.

- 1 Auf diese Weise kann das erfindungsgemäße Getriebe ruhig mit gesteigerter Leichtigkeit in der Regelung des Zeitpunkts für ein Aktivieren und Entaktivieren der passenden Verbindungs vorrichtungen geschaltet werden.
- 5 In einer Ausführungsform der Erfindung wird eine Verbindungs vorrichtung, wie eine Kupplung zwischen dem zweiten und dritten Planetenradträger zur Verbindung dieser beiden Elemente, wenn das notwendig ist, vorgesehen. In einer 10 anderen Ausführungsform der Erfindung wird eine Kopplungs vorrichtung vorgesehen, um das erste und zweite Sonnenrad zu verbinden. Gemäß einer weiteren Ausführungsform der Erfindung wird eine Kopplungsvorrichtung zur Verbindung des ersten Planetenradträgers und des zweiten Ringrades 15 vorgesehen.

Kurzbeschreibung der Zeichnungen

Das obige Ziel und fakultative Ziele wie auch die Merkmale und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden aus einem 20 Studium der folgenden detaillierten Beschreibung von gegenwärtig bevorzugten Ausführungsformen der Erfindung, wenn diese in Verbindung mit den beigefügten Zeichnungen betrachtet wird, deutlicher. Es zeigen:

- 25 Fig. 1(a) eine schematische Darstellung eines Teils eines Kraftübertragungssystems eines Fahrzeugs, das eine erste Ausführungsform eines Planetengetriebes der vorliegenden Erfindung enthält;
- 30 Fig. 1(b) eine Darstellung, die Betriebspositionen des Getriebes der Fig. 1(a) sowie An-Aus-Zustände von Kupplungen und Bremsen des Getriebes, um die Positionen des Getriebes zu bewerkstelligen, zeigt;
- Fig. 2(a), 3(a), 4(a), 5(a), 6(a), 7(a), 8(a), 9(a), 10(a), 11(a), 12(a), 13(a), 14(a), 15(a) 16(a), 17(a) 35 und 18(a) schematische Darstellungen, die derjenigen der Fig. 1(a) entsprechen und verschiedene andere Ausführungs formen der Erfindung zeigen;

1 Fig. 2(b), 3(b), 4(b), 5(b), 6(b), 7(b), 8(b), 9(b),
10(b), 11(b), 12(b), 13(b), 14(b), 15(b), 16(b), 17(b)
und 18(b) Darstellungen, die jeweils Betriebspositionen
der Getriebe der Ausführungsformen der Fig. 2(a), 3(a),
5 4(a), 5(a), 6(a), 7(a), 8(a), 9(a), 10(a), 11(a), 12(a),
13(a), 14(a), 15(a), 16(a), 17(a) und 18(a) sowie An-Aus-
Zustände von Kupplungen und Bremsen der jeweiligen Ge-
triebe zeigen;
Fig. 19 bis 29 Darstellungen, die verschiedene Kupplungen
10 und Bremsen zeigen, welche für das Planetengetriebe in
Übereinstimmung mit dieser Erfindung anwendbar sind.

Detaillierte Beschreibung der bevorzugten Ausführungsformen

15 Es wird zuerst auf die Fig. 1(a) Bezug genommen, worin
die Bezugszahl 10 allgemein ein Übersetzungsgetriebe der
Planetenbauart für ein Motorfahrzeug zeigt (das im fol-
genden als "Planetengetriebe" oder, wenn es passend ist,
einfach als "Getriebe" bezeichnet wird). Das Planetengetriebe 10
besitzt eine Antriebswelle 14, einen ersten
20 Planetenradsatz 16, einen zweiten Planetenradsatz 18,
einen dritten Planetenradsatz 20 und eine Abtriebswelle
22. Diese Elemente 14, 16, 18, 20 und 22 sind alle in der
Reihenfolge der Beschreibung innerhalb eines Getriebege-
häuses 12, das am Aufbau des Fahrzeugs befestigt ist,
25 so angeordnet, daß alle diese Elemente mit einer gemein-
samen Achse ausgerichtet sind, d.h. einer Drehachse des
Getriebes 10.

30 Die Antriebswelle 14 ist mit einem Motor 26 des Fahrzeugs
über einen zwischengefügten Drehmomentwandler 24 verbun-
den, während die Abtriebswelle 22 mit den Antriebsrädern
des Fahrzeugs über ein Differentialgetriebe, wie es in
der einschlägigen Technik allgemein bekannt ist, verbun-
den ist. Die Antriebs- und Abtriebswelle 14, 22 dienen
35 als ein Antriebs- und Abtriebselement des Getriebes 10.
Da das Getriebe 10 und der Drehmoemntwandler 24 jeweils

1 symmetrisch mit Bezug zu ihren Drehachsen aufgebaut sind,
sind in Fig. 1(a) im Interesse der Kürze und Vereinfachung
lediglich die oberen Hälften des Getriebes und des Dreh-
momentwandlers dargestellt.

5

Jeder der koaxial angeordneten ersten und zweiten Planeten-
radsätze 16, 18 ist ein allgemein bekannter Einzelritzel-
Planetensatz. Der erste Planetensatz 16 besitzt ein
10 erstes Sonnenrad 16s, ein erstes Planetenrad 16p, einen
ersten Planetenradträger 16c und ein erstes Innenzahnrad
16r. Das erste Planetenrad 16p wird vom ersten Planetenrad-
träger 16c drehbar gelagert und ist zwischen dem ersten
Sonnenrad 16s sowie dem ersten Innenzahnrad 16r angeordnet,
mit welchen es kämmt. Der zweite Planetensatz 18 be-
15 sitzt ein zweites Sonnenrad 18s, ein zweites Planetenrad
18p, einen zweiten Planetenradträger 18c und ein zweites
Innenzahnrad 18r. Das zweite Planetenrad 18p wird vom
zweiten Planetenradträger 18c drehbar gelagert und ist
zwischen dem zweiten Sonnenrad 18s sowie dem zweiten In-
20 nenzahnrad 18r angeordnet, mit denen es kämmt.

Der dritte Planetensatz 20 ist ein Doppelritzel-Plane-
tenradsatz, der ein drittes Sonnenrad 20s, ein Paar von
dritten Planetenräder 20p, die miteinander kämmen, einen
25 dritten Planetenradträger 20c und ein drittes Innenzahn-
rad 20r enthält. Der dritte Planetensatz 20 kann zwei
oder mehr Paare von dritten Planetenräder 20p umfassen.
Das Paar von dritten Planetenräder 20p wird vom dritten
Planetensatz 20c drehbar gelagert und ist zwischen
30 dem dritten Sonnenrad 20s sowie dem dritten Innenzahn-
rad 20r angeordnet. Das eine der beiden dritten Planeten-
räder 20p kämmt mit dem dritten Sonnenrad 20s, während
das andere Planetenrad 20p mit dem dritten Innenzahnrad
20r in Eingriff ist.

- 1 In dem Planetengetriebe 10 sind das erste und zweite Sonnenrad 16s und 18s fest untereinander für eine Drehung als eine Einheit verbunden, während der erste Planetenradträger 16c und das zweite Innenzahnrad 18r untereinander
- 5 für eine Drehung als eine Einheit ebenfalls fest verbunden sind. Ferner sind das erste und dritte Innenzahnrad 16r, 20r fest untereinander für eine Drehung als eine Einheit verbunden, während der dritte Planetenradträger 20c und die Abtriebswelle 22 miteinander für eine Drehung
- 10 als eine Einheit verbunden sind. Das Getriebe 10 enthält eine erste Kupplung K1, eine zweite Kupplung K2, eine dritte Kupplung K3, eine erste Bremse B1, eine zweite Bremse B2 und eine dritte Bremse B3. Die erste Kupplung K1 wird eingerückt, um das erste und zweite Sonnenrad 16s, 18s
- 15 mit der Antriebswelle 14 zu verbinden. Die zweite Kupplung K2 wird eingerückt, um den zweiten Planetenradträger 18c mit dem dritten Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 zu verbinden. Die dritte Kupplung K3 wird eingerückt, um das erste und zweite Sonnenrad 16s, 18s
- 20 mit dem ersten Planetenradträger 16c und dem zweiten Innenzahnrad 18r zu verbinden. Die erste Bremse B1 wird angezogen, um den ersten Planetenradträger 16c und das zweite Innenzahnrad 18r am Getriebegehäuse 12 festzulegen. Die zweite Bremse B2 wird angezogen, um das erste und dritte
- 25 Innenzahnrad 16r, 20r am Getriebegehäuse 12 festzuhalten, während die dritte Bremse B3 angezogen wird, um das dritte Sonnenrad 20s am Getriebegehäuse 12 festzulegen. Es dürfte klar sein, daß der zweite und dritte Planetenradträger 18c, 20c untereinander durch eine Verbindungsvorrichtung
- 30 in Gestalt der zweiten Kupplung K2 koppelbar sind.

Jede der ersten, zweiten und dritten Kupplungen K1, K2, K3 und der ersten, zweiten sowie dritten Bremsen B1, B2, B3 kann ein hydraulisch betätigtes Bauteil sein, das in

35 einem herkömmlichen Automatikgetriebe für ein Motorfahrzeug verwendet wird. Für die Kupplungen K1, K2, K3 können Lamellenkupplungen oder Freilaufkupplungen zur Anwendung

- 1 kommen, und die Bremsen B1, B2, B3 können ein einzelnes Bremsband oder zwei Bremsbänder, die in entgegengesetzten Richtungen gewunden sind, verwenden.
- 5 Geeignete Verbindungseinrichtungen werden nach Erfordernis zwischen der ersten Kupplung K1 und der Antriebswelle 14, zwischen der ersten Kupplung K1 und dem ersten Sonnenrad 16s, zwischen der zweiten Kupplung K2 und dem zweiten Planetenradträger 18c, zwischen der zweiten Kupplung K2
- 10 und dem dritten Planetenradträger 20c, zwischen der dritten Kupplung K3 und dem ersten sowie zweiten Sonnenrad 16s, 18s und zwischen der dritten Kupplung K3 und dem ersten Planetenradträger 16c sowie dem zweiten Innenzahnrad 18r vorgesehen. In gleichartiger Weise werden nach
- 15 Erfordernis geeignete Verbindungseinrichtungen zwischen der ersten Bremse B1 und dem ersten Planetenradträger 16c, zwischen der zweiten Bremse B2 und dem ersten sowie dritten Innenzahnrad 16r sowie 20r, zwischen der dritten Bremse B3 und dem dritten Sonnenrad 20s, zwischen den Elementen eines jeden Planetenradsatzes 16, 18 sowie 20 und
- 20 zwischen dem dritten Planetenradträger 20c sowie der Antriebswelle 22 vorgesehen.

Wie in der Tabelle der Fig. 1(b) angegeben ist, hat das

- 25 erfindungsgemäße Planetengetriebe 10 mit dem oben beschriebenen Aufbau sechs Betriebspositionen, d.h. fünf Vorwärts-Antriebsstellungen (1. Gang-, 2. Gang-, 3. Gang-, 4. Gang- und 5. Gangstellung) und eine Rückwärts-Antriebsstellung. Diese sechs Positionen werden selektiv durch gleichzeitiges Anziehen von drei Reibschlußvorrichtungen bewerkstellt, die aus den ersten, zweiten sowie dritten Kupplungen K1 - K3 und den ersten, zweiten sowie dritten Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden. In der Tabelle sind die angezogenen Kupplungen und Bremsen durch "o"-Zeichen angegeben.
- 30 Bei der in Rede stehenden Ausführungsform haben der erste, zweite und dritte Planetenradsatz 16, 18 und 20 jeweilige

1 Übersetzungsverhältnisse $\varphi_1 = 0,355$, $\varphi_2 = 0,395$ und
15 $\varphi_3 = 0,278$. Die Tabelle der Fig. 1(b) gibt die Untersetzungsverhältnisse (Drehzahl der Antriebswelle 14/Drehzahl der Abtriebswelle 22) der sechs Betriebspositionen des Getriebes 10 an.

Die folgende Gleichung (1) wird mit Bezug auf den ersten sowie zweiten Einzelritzel-Planetenradsatz 16, 18 erfüllt, während die folgende Gleichung (2) mit Bezug auf den 10 dritten Doppelritzel-Planetenradsatz 20 erfüllt wird:

$$Nr = (1 + \varphi) Nc - \varphi Ns \quad \dots \dots (1)$$

$$Nr = (1 - \varphi) Nc + \varphi Ns \quad \dots \dots (2)$$

worin ist: Nr: Drehzahl der Innenzahnräder 16r, 18r, 20r

15 Nc: Drehzahl der Planetenradträger 16c, 18c, 20c

Ns: Drehzahl der Sonnenräder 16s, 18s, 20s

φ : Übersetzungsverhältnisse der Radsätze
16, 18, 20.

20 Die Übersetzungsverhältnisse ins Langsame der sechs Betriebspositionen des Getriebes 10 werden aus den obigen Gleichungen (1) und (2) erhalten.

25 Die Übersetzungsverhältnisse φ_1 , φ_2 , φ_3 der Planetenradsätze 16, 18 und 20, die oben angegeben wurden, werden folgendermaßen bestimmt:

$$\varphi_1 = Z_{1s}/Z_{1r}$$

$$\varphi_2 = Z_{2s}/Z_{2r}$$

30 $\varphi_3 = Z_{3s}/Z_{3r}$

worin ist: Z_{1s} : Zähnezahl des ersten Sonnenrades 16s

Z_{1r} : Zähnezahl des ersten Innenzahnrades 16r

Z_{2s} : Zähnezahl des zweiten Sonnenrades 18s

Z_{2r} : Zähnezahl des zweiten Innenzahnrades 18r

Z_{3s} : Zähnezahl des dritten Sonnenrades 20s

Z_{3r} : Zähnezahl des dritten Innenzahnrades 20r.

- 1 Im folgenden wird jede der sechs Betriebspositionen des Planetengetriebes 10 beschrieben.
- 5 Die 1. Gangstellung des Getriebes 10 wird bewerkstelligt oder gewählt, indem gleichzeitig die ersten und zweiten Kupplungen K1, K2 sowie die erste Bremse B1 angezogen werden, was in gleichzeitigen Kopplungszuständen zwischen der Antriebswelle 14 und dem ersten sowie zweiten Sonnenrad 16s sowie 18s, zwischen dem zweiten Planetenradträger 10 18c und dem dritten Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 und zwischen dem ersten Planetenradträger 16c und dem zweiten Innenzahnrad 18r sowie dem Getriebegehäuse 12 resultiert. In der 1. Gangstellung wird von der Antriebswelle 14 auf die Abtriebswelle 22 eine 15 Kraft derart übertragen, daß die Abtriebswelle 22 in der selben Richtung wie die Antriebswelle 14, d.h. in der Vorwärtsrichtung, mit dem Untersetzungsverhältnis von $(1 + \varrho_2) / \varrho_2$ gedreht wird.
- 20 Die 2. Gangstellung des Getriebes 10 wird durch gleichzeitiges Anziehen der ersten sowie zweiten Kupplung K1 sowie K2 und der zweiten Bremse B2 bewerkstelligt, was in gleichzeitigen Kopplungszuständen zwischen der Antriebswelle 14 und dem ersten sowie zweiten Sonnenrad 16s sowie 18s, zwischen dem zweiten Planetenradträger 18c und dem dritten Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 und zwischen dem ersten und dritten Innenzahnrad 16r, 20r sowie dem Getriebegehäuse resultiert. In dieser zweiten Gangstellung wird die Abtriebswelle 22 in derselben Richtung wie die Antriebswelle 14, d.h. in der Vorwärtsrichtung, mit einem Untersetzungsverhältnis von 25 $(1 + \varrho_1)(1 + \varrho_2) / (\varrho_1 + \varrho_2 + \varrho_1 \varrho_2)$ gedreht.
- 30 Die 3. Gangstellung des Getriebes 10 wird durch gleichzeitiges Anziehen der ersten sowie zweiten Kupplung K1, K2 und der dritten Bremse B3 bewerkstelligt, was in 35

1 gleichzeitigen Kopplungszuständen zwischen der Antriebs-
welle 14 und dem ersten sowie zweiten Sonnenrad 16s sowie
18s, zwischen dem zweiten Planetenradträger 18c und dem
dritten Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22
5 und zwischen dem dritten Sonnenrad 20s sowie dem Getrie-
begehäuse 12 resultiert. In der 3. Gangstellung wird
die Abtriebswelle 22 in der gleichen Vorwärtsrichtung wie
die Antriebswelle 14 mit dem Untersetzungsverhältnis von
10 $[(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_1 \varphi_2) + \varphi_3]/(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_1 \varphi_2)$ gedreht.

10 Die 4. Gangstellung des Getriebes wird durch gleichzeiti-
ges Einrücken der ersten, zweiten und dritten Kupplungen
K1, K2 und K3 bewerkstellt, was in gleichzeitigen Ver-
bindlungszuständen zwischen der Antriebswelle 14 und dem
15 ersten sowie zweiten Sonnenrad 16s sowie 18s, zwischen
dem zweiten Planetenradträger 18c und dem dritten Plane-
tenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 und zwischen
dem ersten und zweiten Sonnenrad 16s und 18s sowie dem
ersten Planetenradträger 16c und dem zweiten Innenzahnrad
20 18r resultiert. In dieser 4. Gangstellung werden der erste,
zweite sowie dritte Planetenradsatz 16, 18, 20 mit der
Antriebswelle 14 gedreht, und die Abtriebswelle 22 wird
in derselben Vorwärtsrichtung wie die Antriebswelle 14
mit einem Untersetzungsverhältnis von 1 gedreht.

25 Die 5. Gangstellung wird durch gleichzeitiges Anziehen
der ersten und dritten Kupplung K1, K3 sowie der dritten
Bremse B3 bewerkstellt, was in gleichzeitigen Kopplungs-
zuständen zwischen der Antriebswelle 14 und dem ersten so-
30 wie zweiten Sonnenrad 16s sowie 18s, zwischen dem ersten
sowie zweiten Sonnenrad 16s, 18s und dem ersten Planeten-
radträger 16c sowie dem zweiten Innenzahnrad 18r und
zwischen dem dritten Sonnenrad 20s sowie dem Getriebege-
häuse 12 resultiert. In dieser 5. Gangstellung wird die
35 Abtriebswelle 22 in derselben Vorwärtsrichtung wie die
Antriebswelle 14 mit dem Untersetzungsverhältnis von
1 - φ_3 gedreht.

- 1 Die Rückwärts-Antriebsstellung des Getriebes 10 wird durch gleichzeitiges Anziehen der ersten Kupplung K1 und der ersten sowie dritten Bremse B1 sowie B3 bewerkstellt, was in gleichzeitigen Kupplungsvorgängen zwischen
- 5 der Antriebswelle 14 und dem ersten sowie zweiten Sonnenrad 16s sowie 18s, zwischen dem ersten Planetenradträger 16c und dem zweiten Innenzahnrad 18r sowie dem Getriebegehäuse 12 und zwischen dem dritten Sonnenrad 20s sowie dem Getriebegehäuse 12 resultiert. In dieser Rückwärts-
- 10 Antriebsstellung wird die Abtriebswelle 22 in der zur Vorwärts-Drehrichtung der Antriebswelle 14 entgegengesetzten Rückwärtsrichtung mit einem Untersetzungsverhältnis von $-(1 - \varrho_3)/\varrho_1$ gedreht.
- 15 Das in Rede stehende Planetengetriebe 10 ist in seinem Aufbau vergleichsweise einfach, weil die beiden Planetenradsätze 16, 18 der Einzelritzelbauart und der eine Planetenradsatz 20 der Doppelritzelbauart koaxial zueinander angeordnet sind. Ferner liefert die ausgewählte Betätigung
- 20 oder das ausgewählte Anziehen der drei Kupplungsvorrichtungen, die aus den drei Kupplungen K1, K2, K3 und den drei Bremsen B1, B2, B3 ausgewählt werden, die fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und die eine Rückwärts-Antriebsstellung, was eine Kraftübertragung von der An-
- 25 triebswelle 14 auf die Abtriebswelle 22 über einen ausreichend weiten Bereich eines Übersetzungsverhältnisses ins Langsame zuläßt. Demzufolge ermöglicht dieses Getriebe 10 nicht nur ein Fahren des Fahrzeugs mit hoher Geschwindigkeit, sondern auch einen hohen Grad einer Beschleunigungs-
- 30 leistung oder Fahrfähigkeit und ein Bergfahren mit hoher Leistung. Die relativ große Anzahl von Antriebspositionen des Getriebes 10 eliminiert einen unnötigen Anstieg in der Laufgeschwindigkeit des Motors 26 oder ein Durchgehen des Motors und verbessert den sparsamen Kraftstoffverbrauch sowie ein geräuschfreies Fahren des Fahrzeugs.

- 1 Ferner macht jeglicher Schaltvorgang des Getriebes 10 aus einer der fünf Vorwärts-Antriebsstellungen zur benachbarten Vorwärts-Antriebsstellung ein Lösen von einer der drei Kupplungen K1 - K3 und ein Einrücken einer anderen
- 5 Kupplung nicht erforderlich. Demzufolge kann das Getriebe 10 ruhig und leicht ohne ein Durchgehen des Motors 26 und ein Blockieren des Getriebes hinauf- und heruntergeschaltet werden. Alle sechs Betriebspositionen des Getriebes 10 werden durch gleichzeitiges Anziehen der jeweiligen Kombinationen der drei Kopplungsvorrichtungen, die aus den sechs Kupplungen und Bremsen K1 - K3 sowie B1 - B3 ausgewählt werden, herbeigeführt. Alle Schaltvorgänge werden durch Lösen von einer der drei angezogenen Kopplungsvorrichtungen und Anziehen von einer der drei 15 gelösten Kopplungsvorrichtungen bewirkt. Jedoch erfordert jegliche Schaltbewegung ein Lösen und ein Einrücken von irgendwelchen zwei Kupplungen.

Bei dem in Rede stehenden Getriebe 10 ist die erste Kupplung K1 zwischen dem ersten sowie zweiten Sonnenrad 16s, 18s für eine selektive Verbindung und ein selektives Trennen zwischen der Antriebswelle 14 sowie den Sonnenrädern 16s, 18s angeordnet. Diese Anordnung der Kupplung K1 gewährleistet einen verminderten Kraftstoffverbrauch und 25 einen geräuschfreien Betrieb des Motors 26.

Ferner werden die Übersetzungsverhältnisse φ_1 , φ_2 und φ_3 der Planetenradsätze 16, 18, 20 innerhalb eines geeigneten Bereichs gehalten, so daß die durch die 1. Gangstellung bis die 4. Gangstellung gelieferten Übersetzungsverhältnisse ins Langsame in passender Weise für eine Änderung nahezu in der Art einer geometrischen Progression abhängig von den Kennwerten des Motors 26 festgesetzt werden. Das bedeutet, daß das Getriebe 10 verbesserte 35 Leistungsübertragungskennwerte über einen weiten Bereich von Fahrgeschwindigkeiten des Fahrzeugs bietet, während das Getriebe relativ kompakt und klein bemessen konstruiert ist.

- 1 Bei dem erfindungsgemäßen Getriebe 10 sind die relativen Umlaufgeschwindigkeiten der Planetenräder 16p, 18p, 20p mit Bezug zu den Planetenradträgern 16c, 18c, 20c verhältnismäßig niedrig. Das trägt zu einer Steigerung in
- 5 der Standzeit der für die Planetenradsätze 16, 18, 20 verwendeten Lager bei.
- 10 Darüber hinaus ermöglicht das Getriebe 10, das die 5. Gangstellung hat, deren Untersetzungsverhältnis 0,722 ist, ein wirtschaftliches, geräuschfreies Fahren mit hoher Geschwindigkeit des Fahrzeugs wie auch eine starke Beschleunigung von diesem.
- 15 In Übereinstimmung mit dem erfindungsgemäßen Getriebe 10 kann eine Kardanwelle unmittelbar mit der Abtriebswelle 22 verbunden werden, die an einem der entgegengesetzten axialen Enden des Getriebes vom Motor 26 entfernt angeschlossen ist. Diese Anordnung ist für ein Fahrzeug mit Hinterradantrieb und Frontmotor geeignet. Jedoch kann
- 20 die Abtriebswelle 22 durch ein Ausgangsgetriebe ersetzt werden, das für eine betriebliche Verbindung mit vorderen Antriebsrädern eines frontgetriebenen Fahrzeugs mit Frontmotor eingerichtet ist.
- 25 Es ist zu bemerken, daß das erste und zweite Sonnenrad 16s, 18s untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest gekoppelt sind. Beispielsweise können diese Sonnenräder durch ein einzelnes Element in Gestalt eines langen Ritzels, das lange Zähne hat, ausgebildet sein. Das trägt
- 30 zu einer Verminderung in der Anzahl der Bauteile, in der Anzahl der Herstellungs- sowie Montageschritte der Teile und in der axialen Abmessung des Getriebes bei.
- 35 Es werden verschiedene abgewandelte Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung im folgenden beschrieben, wobei dieselben Bezugszahlen, die bei der ersten Ausführungsform verwendet wurden, benutzt werden, um funktionell einander

1 entsprechende Bauteile zu bezeichnen. Im Interesse der
Kürze wird eine überflüssige Beschreibung dieser Bauteile
nicht gegeben.

5 Die Fig. 2(a) zeigt ein Planetengetriebe, das eine zu-
sätzliche vierte Kupplung K4 hat, die eingerückt wird, um
das dritte Sonnenrad 20s mit dem dritten Planetenrad-
träger 20c und der Abtriebswelle 22 zu verbinden. Wie
durch "o"-Zeichen in der Tabelle der Fig. 2(b) angegeben
10 ist, wird eine Gesamtheit von fünf Vorwärts-Antriebsstel-
lungen und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen durch gleich-
zeitiges Anziehen von drei Kopplungsvorrichtungen, die
aus den vier Kupplungen K1 - K4 und den drei Bremsen
B1 - B3 ausgewählt werden, bewerkstelligt. Bei dieser
15 Ausführungsform ist die dritte Kupplung K3 außerhalb des
ersten Planetenradsatzes 16 angeordnet.

Ein in Fig. 3(a) gezeigtes Planetengetriebe besitzt nicht
die bei den Ausführungsformen der Fig. 1(a) und 2(a) vor-
20 handene erste Kupplung K1. Bei der Ausführungsform der
Fig. 3(a) werden das erste und zweite Sonnenrad 16s, 18s
mit der Abtriebswelle 14 für eine Drehung mit dieser
fest verbunden. Wie durch "o"-Zeichen in der Tabelle der
Fig. 3(b) angegeben ist, werden durch gleichzeitiges An-
25 ziehen von zwei Kopplungsvorrichtungen, die aus den zwei
Kupplungen K2, K3 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt
werden, fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und eine Rück-
wärts-Antriebsstellung bewerkstelligt. Auch bei dieser
Ausführungsform ist die dritte Kupplung K3 außerhalb des
30 ersten Planetenradsatzes 16 angeordnet.

Das in Fig. 4(a) gezeigte Planetengetriebe ist eine Ab-
wandlung des Getriebes der Fig. 3(a) und hat eine vierte
Kupplung K4, um das dritte Sonnenrad 20s mit dem dritten
35 Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 zu ver-
binden. Wie durch "o"-Zeichen in Fig. 4(b) angegeben ist,
werden fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und zwei Rück-

1 wärts-Antriebsstellungen durch gleichzeitiges Anziehen von zwei Kopplungseinrichtungen bewerkstelligt, die aus den drei Kupplungen K2 - K4 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden. Bei dieser Ausführungsform ist die dritte Kupplung K3 zwischen dem ersten und zweiten Planetenrad-
5 satz 16, 18 angeordnet.

Ein in Fig. 5(a) gezeigtes Planetengetriebe ist eine Abwandlung des Getriebes der Fig. 1(a), wobei die Kupplung
10 K3 für eine Verbindung des ersten Planetenradträgers 16c sowie des zweiten Innenzahnrades 18r mit der Antriebswelle 14 vorgesehen ist. Wie durch "o"-Zeichen in Fig. 5(b) angegeben ist, werden durch ein gleichzeitiges Anziehen von drei aus den drei Kupplungen K1 - K3 und den drei
15 Bremsen B1 - B3 ausgewählten Kopplungseinrichtungen fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und eine Rückwärts-Antriebs-
stellung zustande gebracht.

Ein in Fig. 6(a) gezeigtes Planetengetriebe stellt
20 eine Abwandlung des Planetengetriebes der Fig. 5(a) dar, wobei eine vierte Kupplung K4 zur Verbindung des dritten Sonnenrades 20s mit dem dritten Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 vorgesehen ist. Wie in Fig. 6(b) angegeben ist, werden durch eine gleichzeitige Betätigung
25 von drei Kopplungseinrichtungen, die aus den vier Kupplungen K1 - K4 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden, fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen bewerkstelligt.

30 Die Fig. 7(a) zeigt eine weitere Ausführungsform der Erfindung, die eine Abwandlung der Ausführungsform der Fig. 1(a) ist, in welcher der zweite Planetenradträger 18c mit dem dritten Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 fest verbunden ist, während die zweite Kupplung -
35 K2 für eine Verbindung des ersten sowie zweiten Sonnenrades 16s, 18s vorgesehen ist. Wie in Fig. 7(b) angegeben ist, werden fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und eine

- 1 Rückwärts-Antriebsstellung durch gleichzeitiges Anziehen von drei Kopplungseinrichtungen, die aus den drei Kupplungen K1 - K3 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden, geschaffen. Es sollte klar sein, daß das erste und 5 zweite Sonnenrad 16s, 18s miteinander mit Hilfe einer Kopplungsvorrichtung in Gestalt der zweiten Kupplung K2 zu verbinden sind. Bei dieser Ausführungsform ist die dritte Kupplung K3 außerhalb des ersten Planetenradsatzes. 16 angeordnet.
- 10 Eine Abwandlung des Getriebes der Fig. 7(a) ist in der Fig. 8(a) dargestellt, wobei eine vierte Kupplung K4 zur Verbindung des dritten Sonnenrades 20s mit dem dritten Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 vorgesehen ist. Wie in Fig. 8(b) angegeben ist, werden durch 15 gleichzeitiges Anziehen von drei aus den vier Kupplungen K1 - K4 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählten Kopp lungseinrichtungen fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen bewerkstelligt. Bei 20 diesem Getriebe ist die dritte Kupplung K3 zwischen dem ersten sowie dem zweiten Planetenradsatz 16, 18 ange ordnet.
- 25 Eine weitere Abwandlung des Getriebes der Fig. 7(a) ist in Fig. 9(a) dargestellt, wobei die dritte Kupplung K3 imstande ist, den ersten Planetenradträger 16c und das zweite Innenzahnrad 18r mit der Antriebswelle 14 zu verbinden. Wie durch "o"-Zeichen in Fig. 9(b) angegeben ist, werden fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und eine 30 Rückwärts-Antriebsstellung durch gleichzeitiges Anziehen von drei Kopplungseinrichtungen, die aus den drei Kupplungen K1 - K3 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden, geschaffen.
- 35 In der Fig. 10(a) ist eine Abwandlung des Getriebes der Fig. 9(a) gezeigt, wobei eine vierte Kupplung K4 zur Verbindung des dritten Sonnenrades 20s und des dritten

1 Planetenradträgers 20c mit der Abtriebswelle 22 vorgese-
hen ist. Wie in Fig. 10(b) angegeben ist, werden fünf
Vorwärts-Antriebsstellungen und zwei Rückwärts-Antriebs-
stellungen durch gleichzeitiges Anziehen von zwei Kopp-
lungseinrichtungen bewerkstelligt, die aus den vier Kupp-
lungen K1 - K4 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt
5 werden. Bei dieser Ausführungsform ist die zweite Kupp-
lung K2 außerhalb des ersten Planetenradsatzes 16 angeord-
net.

10 Eine weitere Abwandlung des Getriebes der Fig. 9(a) ist
in Fig. 11(a) gezeigt, wobei die erste Kupplung K1 wegge-
lassen wurde, während das erste Sonnenrad 16s und die An-
triebswelle 14 fest untereinander für eine Drehung als
15 eine Einheit gekoppelt sind. Wie in Fig. 11(b) angegeben
ist, werden durch gleichzeitiges Anziehen von zwei aus
den zwei Kupplungen K2, K3 und den drei Bremsen B1 - B3
ausgewählten Kopplungseinrichtungen fünf Vorwärts-An-
triebsstellungen und eine Rückwärts-Antriebsstellung ge-
schaffen.

20 Die Fig. 12(a) zeigt eine Abwandlung der Ausführungsform
von Fig. 11(a), wobei eine vierte Kupplung K4 vorgesehen
ist, um das dritte Sonnenrad 20s mit dem dritten Planeten-
radträger 20c und der Abtriebswelle 22 zu verbinden. Wie
25 in Fig. 12(b) angegeben ist, werden fünf Vorwärts-An-
triebsstellungen und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen
durch gleichzeitiges Anziehen von zwei Kopplungseinrich-
tungen, die aus den drei Kupplungen K2 - K4 und den drei
30 Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden, geschaffen. Bei die-
ser Ausführungsform ist die zweite Kupplung K2 außerhalb
des ersten Planetenradsatzes 16 angeordnet.

35 - Ein in Fig. 13(a) gezeigtes Planetengetriebe stellt eine
Abwandlung des Getriebes der Fig. 1(a) dar, wobei die
zweite Kupplung K2 imstande ist, den ersten Planetenrad-
träger 16c und das zweite Innenzahnrad 18r zu verbinden,

1 während die dritte Kupplung K3 dazu eingerichtet ist,
lediglich den ersten Planetenradträger 16c mit dem ersten
sowie zweiten Sonnenrad 16s, 18s zu verbinden. Wie in
Fig. 13(b) aufgetragen ist, werden fünf Vorwärts-Antriebs-
5 stellungen und eine Rückwärts-Antriebsstellung durch
gleichzeitiges Anziehen von drei aus den drei Kupplungen
K1 - K3 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählten Kopp-
lungseinrichtungen bewerkstelligt. Bei dieser Ausführungs-
form sind der erste Planetenradträger 16c und das zweite
10 Innenzahnrad 18r untereinander durch eine Kopplungsvor-
richtung in Gestalt der zweiten Kupplung K2 zu verbinden.

In der Fig. 14(a) ist eine Abwandlung der Ausführungsform
der Fig. 13(a) dargestellt, wobei eine vierte Kupplung K4
15 vorgesehen ist, um das dritte Sonnenrad 20s mit dem drit-
ten Planetenradträger 20c und der Abtriebswelle 22 zu
verbinden. Wie in Fig. 14(b) angegeben ist, werden fünf
Vorwärts-Antriebsstellungen und zwei Rückwärts-Antriebs-
20 stellungen durch gleichzeitiges Anziehen von drei Kopp-
lungseinrichtungen geschaffen, die aus den vier Kupplun-
gen K1 - K4 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt
werden. Bei dieser Ausführungsform ist die dritte Kupp-
lung K3 außerhalb des ersten Planetenradsatzes 16 ange-
ordnet.

25 Eine weitere Abwandlung der Ausführungsform von Fig.
13(a) ist in Fig. 15(a) gezeigt, wobei die Kupplung K1
weggelassen wurde und das erste sowie zweite Sonnenrad
16s, 18s mit der Abtriebswelle 14 für eine Drehung mit
30 dieser fest gekoppelt sind. Wie in Fig. 15(b) angegeben
ist, werden durch gleichzeitiges Anziehen von zwei Kopp-
lungseinrichtungen, die aus den zwei Kupplungen K2, K3
und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden, fünf
Vorwärts-Antriebsstellungen und eine Rückwärts-Antriebs-
35 stellung geschaffen. Auch bei dieser Ausführungsform ist
die dritte Kupplung K3 außerhalb des ersten Planetenrad-
satzes 16 angeordnet.

- 1 In der Fig. 16(a) ist eine Abwandlung des Getriebes der Fig. 15(a) dargestellt, wobei eine vierte Kupplung K4 zur Verbindung des dritten Sonnenrades 20s mit dem dritten Planetenradträger 20c und der Abtriebswelle vorgesehen ist.
- 5 Wie in Fig. 16(b) angegeben ist, werden fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen geschaffen, indem zwei Kopplungseinrichtungen gleichzeitig angezogen werden, die aus den drei Kupplungen K2 - K4 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden.
- 10 Bei der in Rede stehenden Ausführungsform ist die dritte Kupplung K3 zwischen dem ersten sowie zweiten Planetenrad- satz 16, 18 angeordnet.

- 15 Die Fig. 17(a) zeigt eine Abwandlung des Getriebes der Fig. 13(a), in welcher die dritte Kupplung K3 imstande ist, den ersten Planetenradträger 16c mit der Antriebswelle 14 zu verbinden. Wie in Fig. 17(b) aufgetragen ist, werden durch gleichzeitiges Anziehen von drei Kopplungseinrichtungen, die aus den drei Kupplungen K1 - K3 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden, fünf Vorwärts- Antriebsstellungen und eine Rückwärts-Antriebsstellung bestimmt.

- 20 Eine Abwandlung des Getriebes der Fig. 17(a) ist in Fig. 18(a) dargestellt, wobei eine vierte Kupplung K4 für eine Verbindung des dritten Sonnenrades 20s mit dem dritten Planetenradträger 20c und der Abtriebswelle 22 vorgesehen ist. Wie in Fig. 18(b) angegeben ist, werden durch gleichzeitiges Anziehen von drei Kopplungseinrichtungen, die aus den vier Kupplungen K1 - K4 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden, fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen geschaffen.

- 25 Jede der Kupplungen K1; K2, K3, K4 und Bremsen B1, B2 sowie B3, die bei den verschiedenen, oben besprochenen Ausführungsformen zur Anwendung kommen, wird von einer Lamellenkupplung mit oder ohne eine Freilaufkupplung oder

- 1 Freilaufkupplungen oder ein Bremsband oder Bremsbänder mit einer Trommel gebildet. Typische Beispiele von Anordnungen, die diese Kupplungen und Bremsbänder enthalten, sind in den Fig. 19 - 29 dargestellt.
- 5 Eine in Fig. 19 gezeigte Anordnung ist eine Kombination einer Lamellenkupplung 44 in Reihenverbindung mit einer Freilaufkupplung 46 und einer anderen Lamellenkupplung 48 in Parallelverbindung mit der Lamellenkupplung 44. Eine
- 10 Anordnung der Fig. 21 verwendet anstelle der Freilaufkupplung 46 von Fig. 19 eine Freilaufkupplung 50. Die Richtung, in welcher die Freilaufkupplung 50 eine Kraft überträgt, ist entgegengesetzt zu der Richtung, in welcher die Freilaufkupplung 46 eine Kraft überträgt. Eine
- 15 in Fig. 21 gezeigte Anordnung ist eine Kombination der Lamellenkupplung 44 in Reihenverbindung mit der Freilaufkupplung 46 und der Lamellenkupplung 48 in Reihenverbindung mit der Freilaufkupplung 50, wobei die beiden Lamellenkupplungen 44, 48 parallel zueinander liegen.
- 20 Die Fig. 22 zeigt eine Anordnung, die aus der Lamellenkupplung 44 und der Freilaufkupplung 46 in einer Reihenschaltung miteinander besteht. Die Anordnung von Fig. 23 ist eine Kombination der Lamellenkupplung 44 und der
- 25 Freilaufkupplung 50 in paralleler Verbindung zueinander. Die Anordnung von Fig. 24 ist eine Kombination der Lamellenkupplung 44 in Reihenschaltung mit der Freilaufkupplung 46 und der Freilaufkupplung 50 in paralleler Verbindung mit den Kupplungen 44 sowie 46.
- 30 Die Fig. 25 zeigt eine Anordnung, wobei die Lamellenkupplung 44 und die Freilaufkupplung 46 zueinander parallel geschaltet sind. Die Anordnung von Fig. 26 ist eine Kombination der Lamellenkupplung 44 in Reihenschaltung mit
- 35 der Freilaufkupplung 50 und der Freilaufkupplung 46 in paralleler Anordnung mit den Kupplungen 44 sowie 50. Eine Kombination der Fig. 27 besteht aus den zwei

1 Freilaufkupplungen 46 und 50, die zueinander parallel geschaltet sind.

Die Fig. 28 zeigt eine Bandbremsenanordnung, in welcher 5 ein an seinem einen Ende am Getriebegehäuse 12 befestigtes Bremsband über eine Trommel 52 geschlungen ist, an welcher das entsprechende, zu bremsende Element befestigt ist. Eine alternative Bandbremsenanordnung ist in Fig. 29 10 gezeigt, wobei aus einem Paar von Bremsbändern 58a und 58b, von denen jedes an seinem einen Ende am Getriebegehäuse 12 befestigt ist, die Bänder über eine Trommel 56 in entgegengesetzten Richtungen geschlungen sind. Das betreffende, zu bremsende Element ist an der Trommel 56 befestigt.

15

Durch eine Anwendung der obigen Anordnungen für die Kupplungen K1 - K4 und die Bremsen B1 - B3 läßt das Planetengetriebe ein wirtschaftliches, geräuschfreies Bergab- oder Beharrungsfahren des Fahrzeugs ohne eine Motorbremsung und eine Verlangsamung des Fahrzeugs mit einer Motorbremswirkung nach Erfordernis zu. Wenn das Getriebe 20 geschaltet wird, können die Freilaufkupplungen automatisch gelöst werden, um eine Schalttätigkeit zu erleichtern, wodurch eine ansonsten notwendige komplizierte 25 Zeitsteuerung des Lösens und Anziehens der Kopplungseinrichtungen eliminiert wird.

Wenngleich diese Erfindung anhand ihrer gegenwärtig bevorzugten Ausführungsformen mit einem gewissen Grad an 30 Spezialisierung, jedoch lediglich zu Erläuterungszwecken beschrieben wurde, so ist klar, daß die Erfindung andersartig verwirklicht werden kann.

Beispielsweise kann der bei den erläuterten Ausführungsformen vorgesehene Drehmomentwandler 24 mit einer Reibungs-Trennkupplung ausgestattet oder durch eine Fluidkupplung, eine Magnetpulver verwendende Elektromagnet-

1 oder eine Mehrscheiben- oder Einzelscheiben-Reibungskupp-
lung ersetzt werden.

Wenn gleich der erste, zweite und dritte Planetenradsatz
5 16, 18 und 20 in den beschriebenen Ausführungsformen
koaxial in der angegebenen Reihenfolge angeordnet sind,
so können diese Radsätze in der anderen Reihenfolge ange-
ordnet werden.

10 Obgleich die Abtriebswelle 22 auf einer vom Motor 26 und
dem Drehmomentwandler 24 entfernten Seite angeordnet ist,
kann die Abtriebswelle 22 durch ein auf der anderen Sei-
te angrenzend an den Motor und den Drehmomentwandler lie-
gandes Ausgangsgetriebe ersetzt werden. In diesem Fall
15 wird das Getriebe derart abgewandelt, daß sich die An-
triebswelle 14 durch das Getriebe hindurch coaxial mit
den Planetenradsätzen 16, 18, 20 erstreckt.

Wenn gleich bei den dargestellten Ausführungsformen fünf
20 Vorwärts-Antriebsstellungen und eine oder zwei Rückwärts-
Antriebsstellungen vorhanden sind, so kann das Getriebe
konstruiert werden, um sechs oder mehr Vorwärts-Antriebs-
stellungen zu bieten.

25 Ferner können die Übersetzungsverhältnisse der Planeten-
radsätze und die Übersetzungsverhältnisse ins Langsame
der einzelnen Betriebspositionen des Getriebes in geeigne-
ter Weise bestimmt werden.

30 Das erste und dritte Innenzahnrad 16r und 20r, die bei
den oben beschriebenen Ausführungsformen untereinander
fest sind, können durch eine Kopplungseinrichtung unter-
einander zu verbinden sein.

35 Die Orte der Kupplungen und Bremsen können nach Bedarf mit
Bezug auf die Elemente der Planetenradsätze verändert
werden.

1 Deutschsprachige Übersetzung der Patentansprüche der
Europäischen Patentanmeldung Nr. 89 311 196.3
Europäisches Patent Nr. 0 370 638

5 1. Planetengetriebe für ein Kraftfahrzeug mit einem An-
triebselement (14), mit einem Abtriebselement (22),
mit einem ersten Planetenradsatz (16) der Einzelritzel-
bauart, der ein erstes Sonnenrad (16s), eine erstes,
mit dem ersten Sonnenrad kämmendes Planetenrad (16p),
10 ein erstes, mit dem ersten Planetenrad kämmendes Innen-
zahnrad (16r) und einen das erste Planetenrad drehbar
lagernden Planetenradträger (16c) besitzt, mit einem
zweiten Planetenradsatz (18) der Einzelritzelbauart, der
ein zweites Sonnenrad (18s), ein zweites, mit dem zwei-
15 ten Sonnenrad kämmendes Planetenrad (18p), ein zwei-
tes, mit dem zweiten Planetenrad kämmendes Innenzahn-
rad (18r) und einen das zweite Planetenrad drehbar la-
gernden Planetenradträger (18c) besitzt, und mit einem
dritten Planetenradsatz (20) der Doppelritzelbauart,
20 der ein drittes Sonnenrad (20s), wenigstens ein Paar
von dritten Planetenräder (20p), die miteinander
kämmen und von denen eines mit dem dritten Sonnenrad
kämmmt, ein drittes Innenzahnrad (20r), das mit dem
anderen Planetenrad aus dem wenigstens einen Paar von
25 dritten Planetenräder kämmmt, und einen dritten, das
wenigstens eine Paar von dritten Planetenräder (20p)
drehbar lagernden Planetenradträger (20c) besitzt,
wobei der erste, zweite sowie dritte Planetenradsatz
(16, 18, 20) koaxial zueinander in der angegebenen
30 Reihenfolge angeordnet sind, um eine Kraft von dem
genannten, mit dem erwähnten ersten Planetenradsatz
(16) verbundenen Antriebselement (14) auf das genann-
te, mit dem Planetenradträger (20c) des erwähnten drit-
ten Planetenradsatzes (20) verbundene Abtriebselement
35 (22) mit einem ausgewählten Übersetzungsverhältnis aus
unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen ins Lang-
same zu übertragen, in welchem das besagte erste

- 1 sowie zweite Sonnenrad (16s, 18s) untereinander und der besagte erste Planetenradträger (16c) sowie das besagte zweite Innenzahnrad (18r) untereinander verbunden sind; dadurch gekennzeichnet, daß:
 - 5 - das besagte erste sowie zweite Sonnenrad (16s, 18s) miteinander entweder durch Kopplungseinrichtungen, die das besagte erste sowie zweite Sonnenrad fest zusammenhalten, oder durch eine Kupplungsvorrichtung (K2), durch welche das besagte erste sowie zweite
 - 10 Sonnenrad untereinander kuppelbar sind, verbunden sind;
 - der erwähnte erste Planetenradträger (16c) sowie das genannte zweite Innenzahnrad (18r) miteinander entweder durch Kopplungseinrichtungen, die den erwähnten ersten Planetenradträger sowie das genannte zweite
 - 15 Innenzahnrad fest zusammenhalten, oder durch eine Kupplungsvorrichtung (K2), durch welche der erwähnte erste Planetenradträger sowie das genannte zweite Innenzahnrad untereinander kuppelbar sind, verbunden sind;
 - 20 - das genannte erste sowie dritte Innenzahnrad (16r, 20r) miteinander entweder durch Kopplungseinrichtungen, die das genannte erste sowie dritte Innenzahnrad fest zusammenhalten, oder durch eine Kupplungsvorrichtung, durch welche das genannte erste sowie dritte Innen-
 - 25 zahnrad untereinander kuppelbar sind, verbunden sind; und
 - der erwähnte zweite sowie dritte Planetenradträger (18c, 20c) miteinander entweder durch Kopplungseinrichtungen, die den erwähnten zweiten sowie dritten
 - 30 Planetenradträger fest zusammenhalten, oder durch eine Kupplungsvorrichtung (K2), durch welche der erwähnte zweite sowie dritte Planetenradträger untereinander kuppelbar sind, verbunden sind.
- 35 2. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der erwähnte zweite sowie dritte Planetenradträger (18c, 20c) durch eine Kupplungsvorrichtung (K2) untereinander kuppelbar sind.

- 1 3. Planetengetriebe nach Anspruch 2, in welchem das besagte erste sowie zweite Sonnenrad (16s, 18s) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest zusammengehalten sind.
- 5 4. Planetengetriebe nach Anspruch 2, in welchem der erwähnte erste Planetenradträger (16c) und das genannte zweite Innenzahnrad (18r) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest zusammengehalten sind.
- 10 5. Planetengetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das genannte erste und dritte Innenzahnrad (16r, 20r) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest zusammengehalten sind.
- 15 6. Planetengetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß drei Kupplungen (K1, K2, K3; K2, K3, K4), die eine Kupplung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung (K2) enthalten, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der besagten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei aus den besagten drei Kupplungen sowie den besagten drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
- 20 7. Planetengetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß vier Kupplungen (K1, K2, K3, K4), die eine Kupplung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung (K2) einschließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der besagten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei aus den besagten vier Kupplungen und besagten drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
- 25 8. Planetengetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß vier Kupplungen (K1, K2, K3, K4), die eine Kupplung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung (K2) einschließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der besagten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei aus den besagten vier Kupplungen und besagten drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
- 30 9. Planetengetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß vier Kupplungen (K1, K2, K3, K4), die eine Kupplung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung (K2) einschließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der besagten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei aus den besagten vier Kupplungen und besagten drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
- 35

- 1 8. Planetengetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß zwei Kupplungen (K2, K3), die eine Kupplung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung (K2) einschließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der besagten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von zwei aus den besagten zwei Kupplungen und besagten drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
- 10 9. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das besagte erste und zweite Sonnenrad (16s, 18s) miteinander durch eine Kupplungsvorrichtung (K2) kuppelbar sind.
- 15 10. Planetengetriebe nach Anspruch 9, in welchem der erwähnte erste Planetenradträger (16c) und das genannte zweite Innenzahnrad (18r) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest zusammengehalten sind.
- 20 11. Planetengetriebe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das genannte erste und dritte Innenzahnrad (16r, 20r) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest zusammengehalten sind.
- 25 12. Planetengetriebe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß der erwähnte zweite und dritte Planetenradträger (18c, 20c) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest zusammengehalten sind.
- 30 13. Planetengetriebe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß drei Kupplungen (K1, K2, K3; K2, K3, K4), die eine Kupplung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung (K2) enthalten, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der besagten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei
- 35

1 aus den besagten drei Kupplungen sowie den besagten
drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.

14. Planetengetriebe nach Anspruch 9, dadurch gekenn-
5 zeichnet, daß vier Kupplungen (K1, K2, K3, K4) in
Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen
sind, wobei jedes der besagten unterschiedlichen Über-
setzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges
Anziehen von drei aus den besagten vier Kupplungen
10 und besagten drei Bremsen ausgewählten Elementen ge-
schaffen wird.

15. Planetengetriebe nach Anspruch 9, dadurch gekenn-
zeichnet, daß zwei Kupplungen (K2, K3), die eine Kupp-
15 lung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung (K2) ein-
schließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2,
B3) vorgesehen sind, wobei jedes der besagten un-
terschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame
durch gleichzeitiges Anziehen von zwei aus den besag-
20 ten zwei Kupplungen und besagten drei Bremsen ausge-
wählten Elementen geschaffen wird.

16. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekenn-
zeichnet, daß der erwähnte erste Planetenradträger
25 (16c) und das genannte zweite Innenzahnrad (18r) mit-
einander durch eine Kupplungsvorrichtung (K2) kuppel-
bar sind.

17. Planetengetriebe nach Anspruch 16, in welchem das be-
30 sagte erste sowie zweite Sonnenrad (16s, 18s) unter-
einander für eine Drehung als eine Einheit fest zu-
sammengehalten sind.

18. Planetengetriebe nach Anspruch 16, dadurch gekenn-
35 zeichnet, daß das genannte erste und dritte Innenzahn-
rad (16r, 20r) untereinander für eine Drehung als eine
Einheit fest zusammengehalten sind.

1 19. Planetengetriebe nach Anspruch 16, dadurch gekenn-
zeichnet, daß der erwähnte zweite und dritte Plane-
tenradträger (18c, 20c) untereinander für eine Dre-
hung als eine Einheit fest zusammengehalten sind.
5

20. Planetengetriebe nach Anspruch 16, dadurch gekenn-
zeichnet, daß drei Kupplungen (K1, K2, K3; K2, K3,
K4), die eine Kupplung als die erwähnte Kupplungsvor-
richtung (K2) enthalten, in Kombination mit drei
10 Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der
besagten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins
Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei aus
den besagten drei Kupplungen sowie den besagten drei
Bremsen ausgebildeten Elementen geschaffen wird.
15

21. Planetengetriebe nach Anspruch 16, dadurch gekenn-
zeichnet, daß vier Kupplungen (K1, K2, K3, K4), die
eine Kupplung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung
(K2) einschließen, in Kombination mit drei Bremsen
20 (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der be-
sagten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse
ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei
aus den besagten vier Kupplungen und besagten drei
Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
25

22. Planetengetriebe nach Anspruch 16, dadurch gekenn-
zeichnet, daß zwei Kupplungen (K2, K3), die eine
Kupplung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung (K2)
einschließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1,
30 B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der besagten
unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Lang-
same durch gleichzeitiges Anziehen von zwei aus den
besagten zwei Kupplungen und besagten drei Bremsen
ausgewählten Elementen geschaffen wird.
35

1 23. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekenn-
zeichnet, daß der erwähnte erste, zweite sowie dritte
5 Planetenradsatz (16, 18, 20) zusammenwirken, um
sechs Vorwärts-Antriebsstellungen und eine Rückwärts-
Antriebsstellung, die die besagten unterschiedlichen
Übersetzungsverhältnisse ins Langsame haben, zu
schaffen.

24. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekenn-
zeichnet, daß der erwähnte erste, zweite und dritte
10 Planetenradsatz (16, 18, 20) zusammenwirken, um sechs
Vorwärts-Antriebsstellungen und zwei Rückwärts-An-
triebsstellungen, die die besagten unterschiedli-
chen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame haben,
15 zu schaffen.

20

25

30

35

1/12

FIG. I (a)

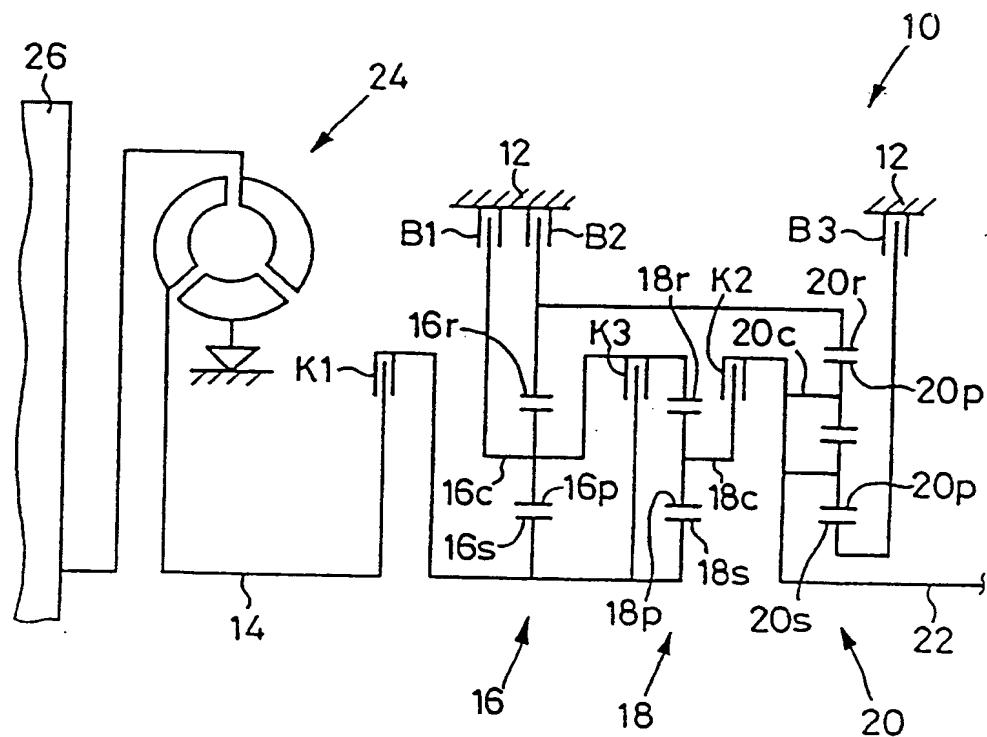


FIG. 1 (b)

	K1	K2	K3	B1	B2	B3	Übersetzungsverhältnis ins Langsame ($\rho_1 = 0.355$, $\rho_2 = 0.395$, $\rho_3 = 0.278$)	
1. Gang	○	○	○				$(1 + \rho_2) / \rho_2$	3.5 3 2
2. Gang	○	○	○	○			$(1 + \rho_1)(1 + \rho_2) / (\rho_1 + \rho_2 + \rho_1 \rho_2)$	2.1 2 3
3. Gang	○	○	○	○	○		$\{(\rho_1 + \rho_2 + \rho_1 \rho_2) + \rho_3\} / (\rho_1 + \rho_2 + \rho_1 \rho_2)$	1.3 1 2
4. Gang				○	○	○	1	1.0 0 0
5. Gang				○	○	○	$1 - \rho_3$	0.7 2 2
Rückwärts				○	○	○	$-(1 - \rho_3) / \rho_1$	- 2.0 3 4

$\frac{2}{-2}$

FIG. 2(a)

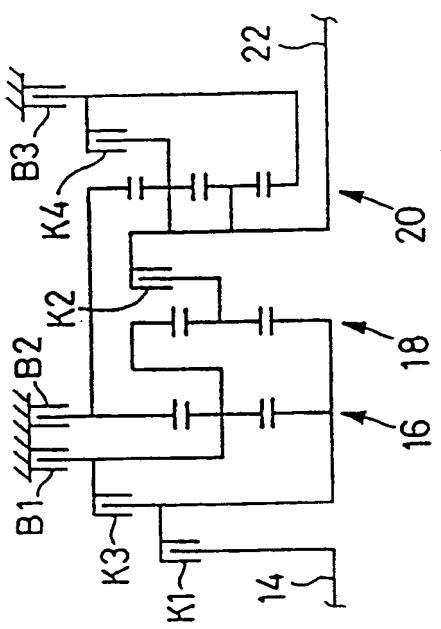


FIG. 2(b)

	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	O	O			O		
2. Gang	O	O			O		
3. Gang	O	O			O		
4. Gang	O	O	O		O	O	
5. Gang	O	O	O		O	O	
Rückwärts	O				O	O	
Rückwärts	O				O	O	

FIG. 3(a)

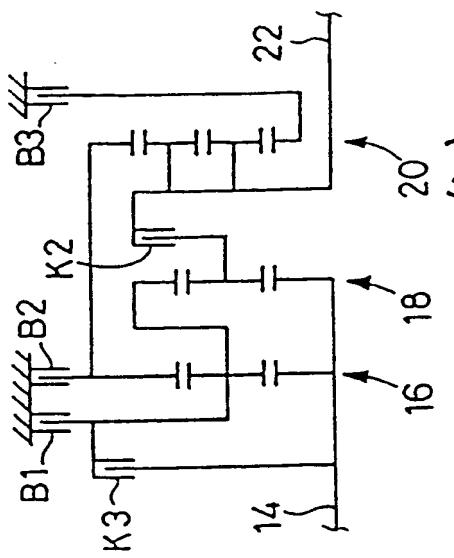


FIG. 3(b)

	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	O	O	O		
2. Gang	O	O	O	O	
3. Gang	O	O	O	O	O
4. Gang	O	O	O	O	O
5. Gang	O	O	O	O	O
Rückwärts	O		O	O	O
Rückwärts	O		O	O	O

3/12

FIG. 4 (a)

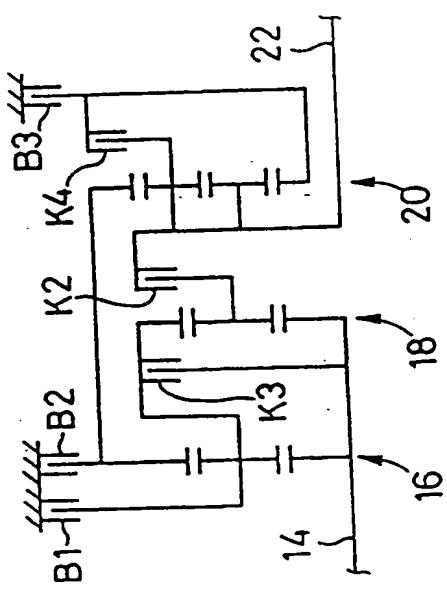


FIG. 4 (b)

	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	O			O		
2. Gang	O			O		
3. Gang	O			O		
4. Gang	O	O		O		
5. Gang	O	O		O		
Rückwärts			O	O		
Rückwärts			O	O		

FIG. 5 (a)

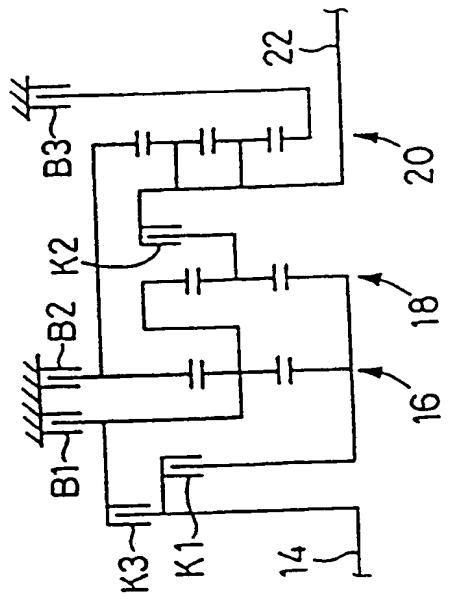


FIG. 5 (b)

	K1	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	O	O		O		
2. Gang	O	O		O		
3. Gang	O	O		O		
4. Gang	O	O		O		
5. Gang			O	O		
Rückwärts			O	O		
Rückwärts			O	O		

4/12

FIG. 6 (a)

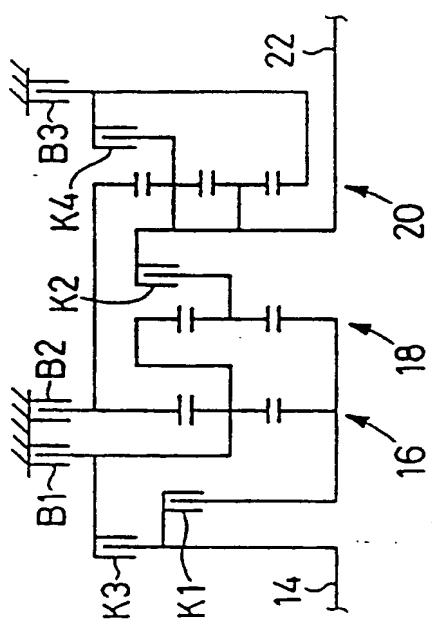


FIG. 6 (b)

	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	O	O			O		
2. Gang	O	O			O	O	O
3. Gang	O	O			O	O	O
4. Gang	O	O	O		O	O	
5. Gang	O	O	O		O	O	O
Rückwärts	O				O	O	O
Rückwärts	O				O	O	O

FIG. 7 (a)

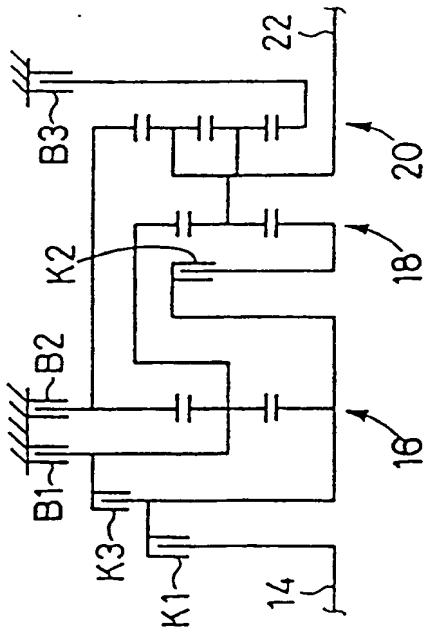


FIG. 7 (b)

	K1	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	O	O		O		
2. Gang	O	O		O	O	O
3. Gang	O	O		O	O	O
4. Gang	O	O	O		O	
5. Gang	O	O	O		O	O
Rückwärts	O			O	O	O
Rückwärts	O			O	O	O

5/12

FIG. 8 (a)

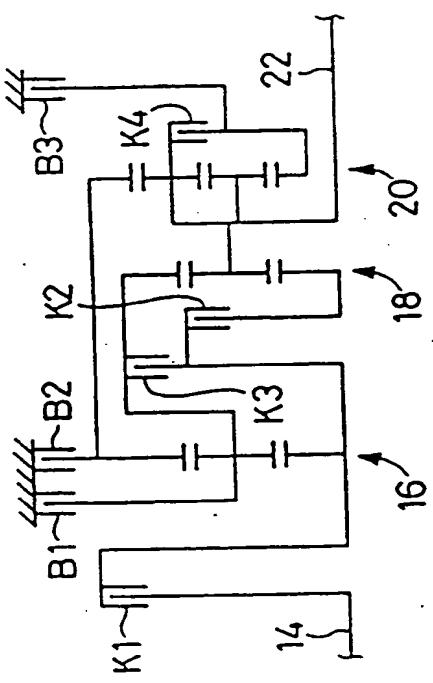


FIG. 8 (b)

	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	O	O			O		
2. Gang	O	O			O		
3. Gang	O	O			O		
4. Gang	O	O			O		
5. Gang	O	O			O		
Rückwärts	O				O	O	
	O				O	O	

FIG. 9 (a)

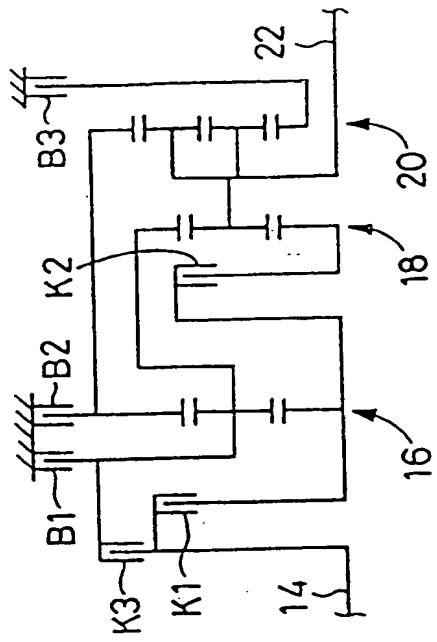


FIG. 9 (b)

	K1	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	O	O		O		
2. Gang	O	O		O		
3. Gang	O	O		O		
4. Gang	O	O		O		
5. Gang	O	O		O		
Rückwärts	O			O	O	
	O			O	O	

$\frac{6}{12}$

FIG. 10(a)

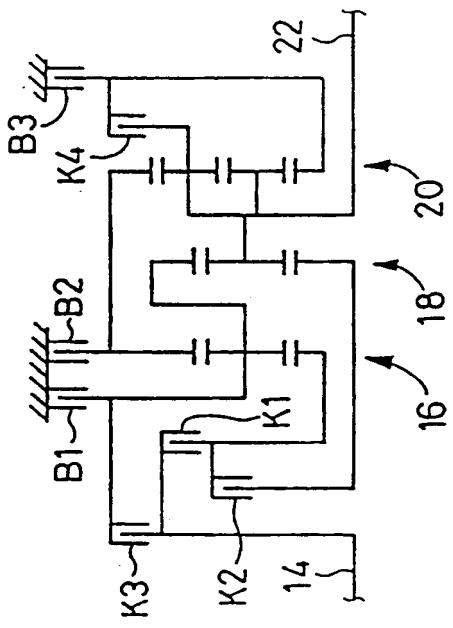


FIG. 10(b)

	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	O	O			O		
2. Gang	O	O				O	
3. Gang	O	O			O		
4. Gang	O	O	O				
5. Gang	O	O	O		O		
Rückwärts	O		O		O		
Rückwärts	O		O		O		

FIG. 11(a)

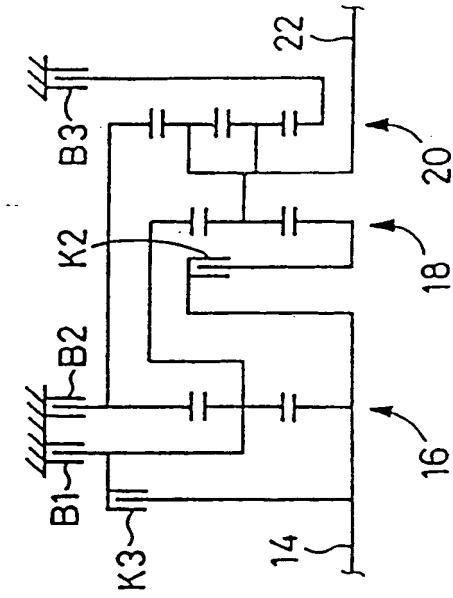


FIG. 11(b)

	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	O	O	O		
2. Gang	O			O	
3. Gang	O		O		O
4. Gang	O		O	O	
5. Gang	O		O	O	
Rückwärts			O	O	O
Rückwärts			O	O	O

$\frac{7}{12}$

FIG. 12(a)

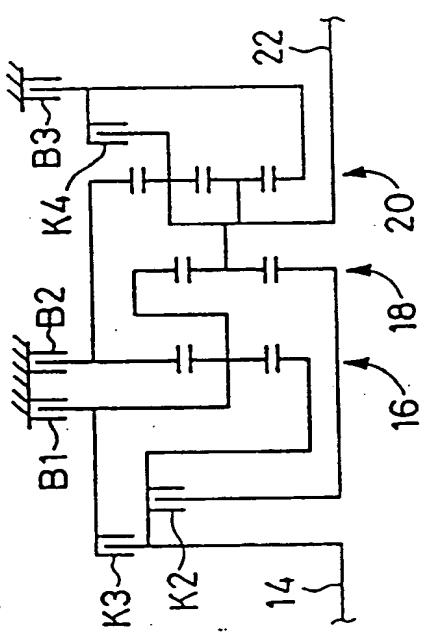


FIG. 12(b)

	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	O			O		
2. Gang	O			O		
3. Gang	O			O		
4. Gang	O	O		O	O	
5. Gang	O	O		O	O	
Rückwärts				O	O	
				O	O	

FIG. 13(a)

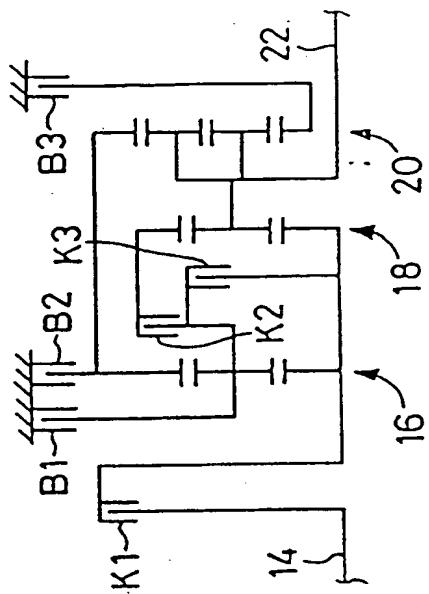


FIG. 13(b)

	K1	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	O	O		O		
2. Gang	O	O		O		
3. Gang	O	O		O		
4. Gang	O	O		O	O	
5. Gang	O	O		O	O	
Rückwärts				O	O	
				O	O	

$8/12$

FIG. 14(a)

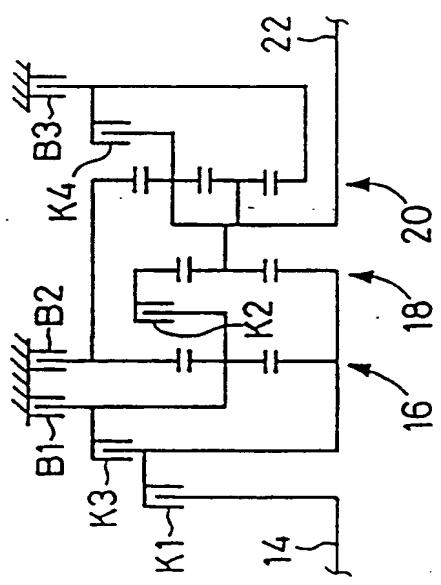


FIG. 14(b)

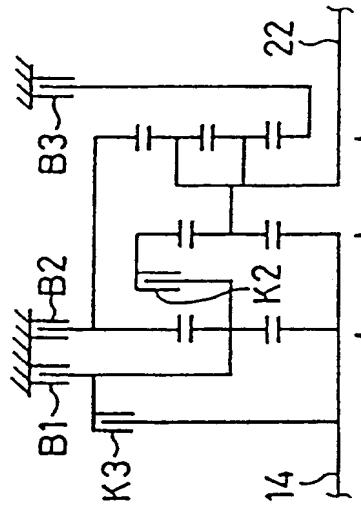


FIG. 15(a)

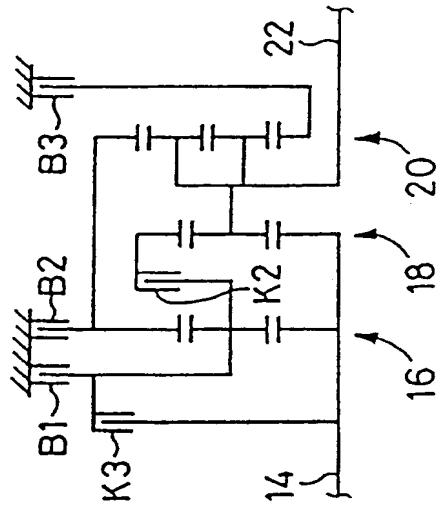


FIG. 15(b)

	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	○	○	○		
2. Gang	○	○	○	○	
3. Gang	○	○	○		○
4. Gang	○	○	○	○	
5. Gang	○	○	○	○	○
Rückwärts			○	○	○
Rückwärts			○	○	○

	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	○	○	○				
2. Gang	○	○	○				
3. Gang	○	○	○				
4. Gang	○	○	○				
5. Gang	○	○	○				
Rückwärts			○	○	○	○	
Rückwärts			○	○	○	○	

2/12

FIG. 16(a)

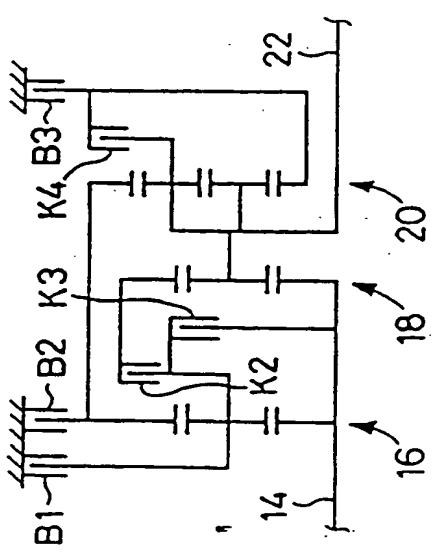


FIG. 17(a)

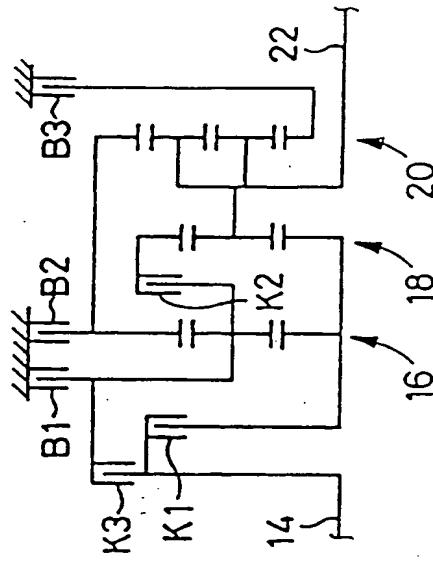


FIG. 16(b)

	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	O			O		
2. Gang	O			O		
3. Gang	O			O		
4. Gang	O	O			O	
5. Gang		O			O	
Rückwärts			O		O	
Rückwärts			O	O		

FIG. 17(b)

	K1	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	O			O		
2. Gang	O			O		
3. Gang	O			O		
4. Gang	O	O			O	
5. Gang		O			O	
Rückwärts			O		O	
Rückwärts			O	O		

0/2

11/12

FIG. 18 (a)

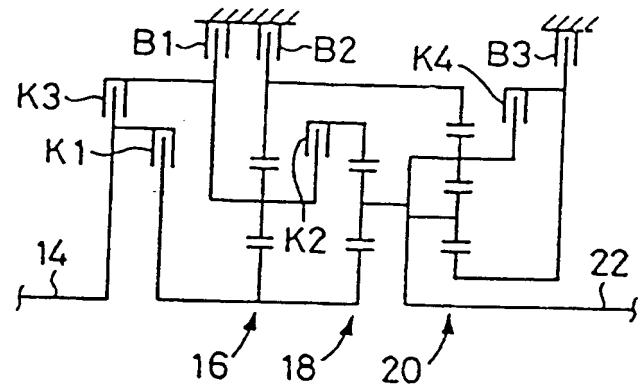
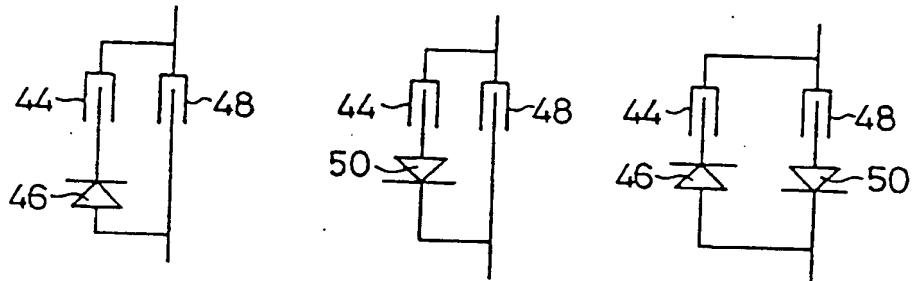


FIG. 18 (b)

	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	o	o				o	
2. Gang	o	o				o	
3. Gang	o	o					o
4. Gang	o	o	o				
5. Gang		o	o				o
Rückwärts	o				o		o
Rückwärts	o			o	o		

FIG. 19 FIG. 20 FIG. 21



12/12

FIG.22

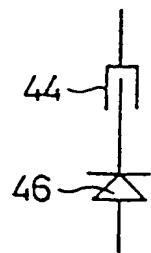


FIG.23

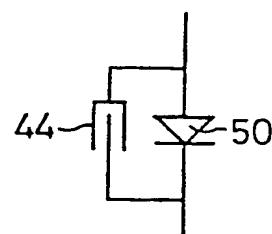


FIG.24

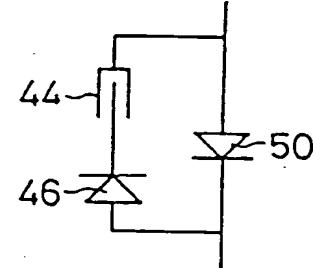


FIG.25

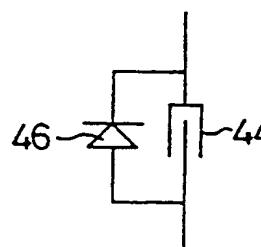


FIG.26

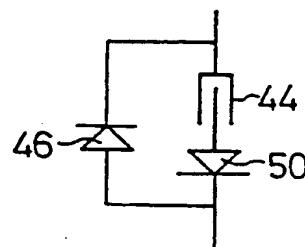


FIG.27

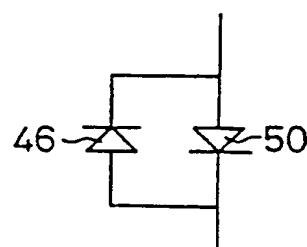


FIG.28

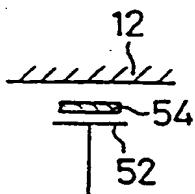
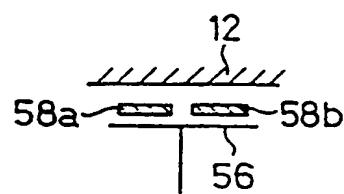


FIG.29



THIS PAGE BLANK (USPTO)